МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 62-192(075.8) DOI 10.12737/22163

К проектированию червячных передач с цилиндрическими червяками*

Ю. П. Маньшин[1], Е. Ю. Маньшина[2]**

[1, 2]Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

On design of worm gears with cylindrical worms ***

Y. P. Manshin[1], E. Y. Manshina[2]**

[1, 2]Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Цель данной работы — ввести в методику проектирования визуализацию главных параметров проекта для ускорения принятия конструктивных решений при сохранении точности геометрических размеров и их привязки к техническому заданию. Методология задачи предусматривает использование возможностей программирования, расчетов параметров червячных передач, определяющих их работоспособность. Результаты расчетов были сформированы в массивы данных, на основе которых построены графики двух видов. Для получения графиков функций межосевых расстояний от передаваемого вращающего момента использованы наиболее применяемые формулы проектного расчета червячных передач на контактную выносливость по осредненным значениям коэффициентов нагрузки, передаточного числа и исходных параметров зацепления. Данные разделены на три группы материалов с соответствующими допускаемыми напряжениями и на два вида профилей червяков (линейчатые и нелинейчатые). Для получения функций скоростей скольжения от межосевых расстояний выполнены расчеты скоростей скольжения для перечней стандартных межосевых расстояний и передаточных чисел. Результатами работы являются группа графиков зависимости межосевых расстояний до 500 мм, охватывающих всю стандартизованную линейку, от вращающих моментов до 20000 Нм. Графики второй группы (зависимости скоростей скольжения от межосевых расстояний) выполнены для передаточных чисел до 80 при частотах вращения червяка 750, 1000 и 1500 об/мин. Разработаны рекомендации для выбора по стандарту в зависимости от заданной частоты вращения червяка. Проведенная работа позволяет сделать выводы: графики взаимных зависимостей параметров геометрии, нагрузки и кинематики червячных передач открывают возможность визуализации широкого поля выбора основных параметров. В зависимости от области приложения параметры графиков без изменения принципа построения могут быть расширены на необходимый диапазон. Работа с приведенными в статье графиками позволяет разработчику значительно сократить цикл расчетов скорости скольжения и межосевого расстояния по условию контактной выносливости, замкнутых на свойства выбираемых материалов передачи.

Ключевые слова: червячная передача, червяк, скорость скольжения, угол подъема, степень точности, геометрические параметры передач, кинематика передач.

The work objective is to introduce the visualization of the project main parameters into the design methodology to accelerate the adoption of constructive solutions while maintaining the geometric dimensions accuracy and their reference to the technical requirements. The task methodology provides the usability of programming, and the parameter analysis of worm gears that determine their performance. The calculation results are formed in arrays which serve as the basis for constructing two types of charts. For obtaining graphs of the functions of center distance from the transmitted torque, the most used formulas for the design calculation of worm gears on the contact endurance for the averaged values of the load ratios, gear ratios and the initial parameters of the gearing are used. The data are divided into three groups of materials with the appropriate allowable stresses, and into two kinds of worm profiles (line and not line). To gain the functionality of sliding velocities from the center distance, the velocities for lists of standard center distances and gear ratios are calculated. The results are a group of charts based on center distance up to 500 mm covering the entire standardized range from torques up to 20,000 Nm. The second group of graphs (dependences of sliding speeds from the center distance) is made for gear ratios up to 80, with rotational speed of worm 750, 1000 and 1500 rpm. The recommendations for selection by standard depending on the set rotation frequency of the worm are developed. The work performed allows concluding that graphs of the mutual dependence between parameters, geometry, loads, and kinematics of the worm gears create a range of rendering capabilities for a good scope of the main parameters selection. Depending on the application area, the graph parameters can be extended or stretched to the desired range without changing the principle of construction. The application of the described graphs allows a developer to reduce significantly the calculations cycle of slip speed and spacing under the contact endurance condition closed on the properties of the chosen transfer materials.

Keywords: worm gear, worm, slip rate, angle of ascent, degree of accuracy, transfer geometric parameters, transfer kinematics.

---

*Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

**E-mail: manshin@mail.ru, elemans@mail.ru

***The research is done within the frame of the independent R&D.

Введение. В разных источниках для проектного расчета червячных передач по исходным данным (мощность и частота вращения на червяке, передаточное число или эквивалентный набор параметров) используются формулы расчета межосевого расстояния [1–7] или делительного диаметра червячного колеса [8, 9] по главному условию работоспособности — контактной выносливости. Для проведения проектного расчета в настоящей работе использована формула межосевого расстояния, позволяющая быстрее уточнить его по стандарту.

Цель работы — представить расчет червячной передачи в графической интерпретации, позволяющей визуализировать обзор множества вариантов червячных передач для выбора наиболее подходящего техническому заданию. Такой подход сокращает объем подготавливаемых данных для расчета основных параметров, время выбора рационального варианта и соответствует направлению визуализации методов проектирования конструкций.

Основная часть. Рассмотрены формулы межосевого расстояния для проведения проектного расчета передач с линейчатыми червяками: Архимедовым (*ZA*), конволютным (*ZN*), эвольвентным (*ZL*). Из них выбрана более детализированная формула, дающая больший результат в пределах 3 % [1, 3]:

$$a_W\,{}^3\left(\frac{z_2}{q}+1\right)\sqrt[3]{\left[\frac{170}{\frac{z_2}{q}[\sigma_{HP}]}\right]^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV}}\text{, мм.} \qquad (1)$$

Для проведения проектного расчета передач с нелинейчатым червяком *ZT* ориентировочное значение межосевого расстояния a_W [2, гл. 2.2]:

$$a_W \ge 530\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\sigma_{HP}{}^2}}\text{, мм.} \qquad (2)$$

Если в формулах межосевого расстояния a_W (1) и (2) зафиксировать параметры зацепления, между вращающим моментом T_2 и межосевым расстоянием a_W будет установлена функциональная связь третьей степени. На рис. 1 и 2 приведены графики межосевых расстояний при изменении момента T_2 в диапазоне 25–20000 Нм для червячных колес с линейчатыми и нелинейчатым червяками из материалов трех групп:

— 1-я — оловянные бронзы по ГОСТ 613–79;
— 2-я — безоловянные бронзы по ГОСТ 493–79;
— 3-я — серые чугуны по ГОСТ 1412–85.

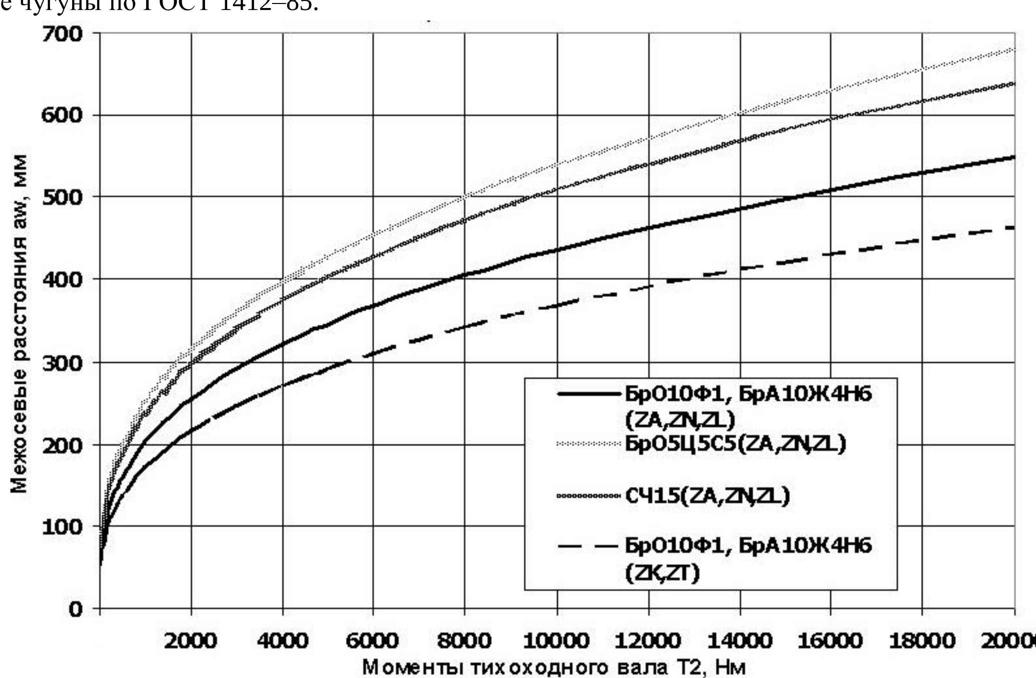


Рис. 1. Функции межосевых расстояний в зависимости от вращающего момента на выходе в диапазоне до 20000 Нм

На графиках рис. 1 визуализированы расчеты червячных передач по условию контактной выносливости для червячных колес из материалов 1-й, 2-й и 3-й групп в сочетании с линейчатыми (*ZA*, *ZN*, *ZL*) и нелинейчатыми (*ZK*, *ZT*) червяками при непрерывном режиме работы. Использование для венцов червячных колес оловянной бронзы БрО10Ф1 высшего качества и менее дорогой безоловянной бронзы БРА10Ж4Н6 дают расхождение расчетных межосевых расстояний в пределах одного процента. Ввиду этого графики для этих двух материалов объединены. Однако БрО10Ф1, допускающая высокие скорости скольжения, имеет меньшую прочность при изгибе зуба и предпочтительна

для скоростных передач. БРА10Ж4Н6, обладая высокой прочностью, ограничена скоростями скольжения 4–5 м/с, поэтому она предпочтительна для тихоходных передач, работающих с большими вращающими моментами.

Графики рис. 2 являются частью графиков рис. 1 с растянутой шкалой моментов для удобства расчетов червячных передач с вращающим моментом на тихоходном валу менее 5000 Нм.

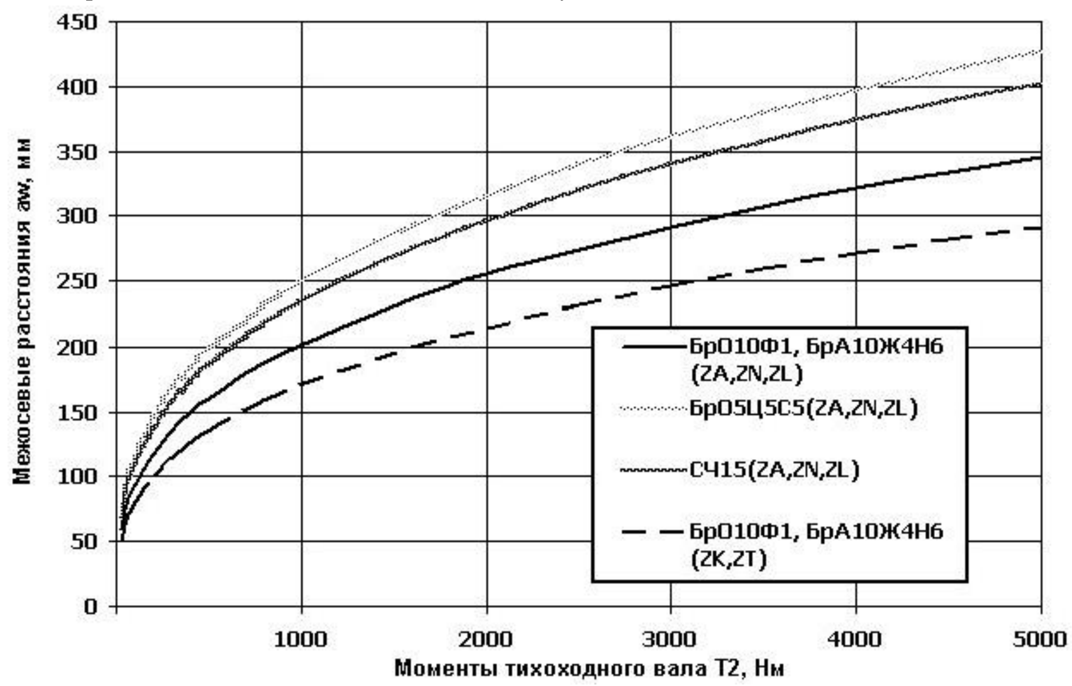


Рис. 2. Функции межосевых расстояний в зависимости от вращающего момента на выходе в диапазоне до 50000 Нм

Фиксированные параметры, выбранные для построения графиков a_W ($T2$):
— степень точности 7;
— циклограмма нагрузки с коэффициентом эквивалентности K_{HE} = 0,318;
— передаточное число u = 25;
— число заходов червяка z_1 = 2, число зубьев колеса z_2 = 50;
— коэффициент диаметра червяка q = 12,5.

По перечисленным параметрам определены коэффициенты концентрации $K_{H\beta}$ = 1,17 и качества K_{HV} = 1,1 при частоте вращения n_1 = 1500 об/мин.

Допускаемые контактные напряжения рассчитаны [2] для материалов 1-й группы по наработке t_h = 20000 час:
— для бронзы БрО10Ф1 σ_{HP} = 176 МПа при скорости скольжения $v_S \geq 4$ м/с;
— для бронзы БрО5Ц5С5 σ_{HP} = 128 МПа при v_S до 8 м/с.

Для бронзы БрА10Ж4Н4 (2-я группа, допустимые скорости скольжения v_S до 5 м/с) σ_{HP} = 175 МПа по скорости скольжения v_S = 4 м/с.

Для серого чугуна СЧ15 (3-я группа, допустимые скорости скольжения v_S до 2 м/с) σ_{HP} = 140 МПа по скорости скольжения v_S = 1 м/с.

Кривые a_W (T_2) для передач с нелинейчатым червяком ZT построены для материалов колес БрО10Ф1 и БрА10Ж4Н4 с теми же допускаемыми напряжениями, что и для передач с линейчатыми червяками.

Так как графики a_W ($T2$) сосредоточили массивы расчетов по всем основным параметрам для ряда материалов и конструктивных вариантов червячных передач, они позволяют получить как быструю визуальную оценку конкретного варианта передачи, так и более широкие заключения (рис. 1):
— на всем диапазоне вращающего момента бронзы БрО10Ф1, допускающая высокую скорость скольжения, и БрА10Ж4Н4, имеющая высокий предел прочности в своем диапазоне скорости скольжения, позволяют получить меньшие размеры передач, что следует учитывать при подготовке серийного производства;
— другие материалы применимы при проектировании маломощных (менее 1 кВт), низкооборотных (n_1 < 100 об/мин), редко включаемых передач, ручных приводов;
— применение нелинейчатых червяков ZT вместо линейчатых позволяет при одинаковом межосевом расстоянии a_W повысить вращающий момент T_2 на 50–60 %, или уменьшить a_W при заданном T_2 на 15–17 %.

Скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса является параметром, ограничивающим применимость различных видов материалов червячного колеса. Поэтому применяемые методики проектирования червячных передач предполагают расчет ориентировочной скорости скольжения vs’ (м/с) до определения геометрических параметров.

Для расчетов ориентировочной скорости скольжения v_S' в источниках [1–9] приводятся различные формулы, которые могут дать после полного цикла расчетов расхождение с действительной скоростью скольжения v_S на 50–100 %. В то же время скорость скольжения v_S связана прямой пропорцией с геометрическими параметрами и частотой вращения червяка:

$$v_S = v_1/\cos\gamma. \quad (3)$$

Здесь расчетная окружная скорость червяка

$$v_1 = \pi\, d_{W1}\, n_1/60, \quad (4)$$

и делительный диаметр червяка d_{W1} связан с межосевым расстоянием

$$a_W = 0{,}5 d_{W1}\,(1 + u\, tg\gamma). \quad (5)$$

В диапазоне передаточных чисел $u = 8 \ldots 80$ угол подъема винтовой линии червяка изменяется в пределах $\gamma = 2{,}3^0 \ldots 27^0$. Так как большим передаточным числам соответствуют меньшие углы подъема, диапазон отклонений v_S min от v_S max укладывается в 13 %. С использованием связей (3), (4), (5) каждому межосевому расстоянию соответствует скорость скольжения, учитывающая весь набор параметров геометрии и кинематики передачи. По ГОСТ 2144 – 76 были определены зависимости ряда передаточных чисел в диапазоне 8–80 от ряда межосевых расстояний в диапазоне 40–500 мм. Определение массива соответствующих скоростей скольжения позволило получить средние значения, которые могут быть использованы для адекватной графической интерпретации. На рис. 3 представлены графики осредненных скоростей скольжения, отнесенные к синхронным частотам электродвигателей единой серии 4А.

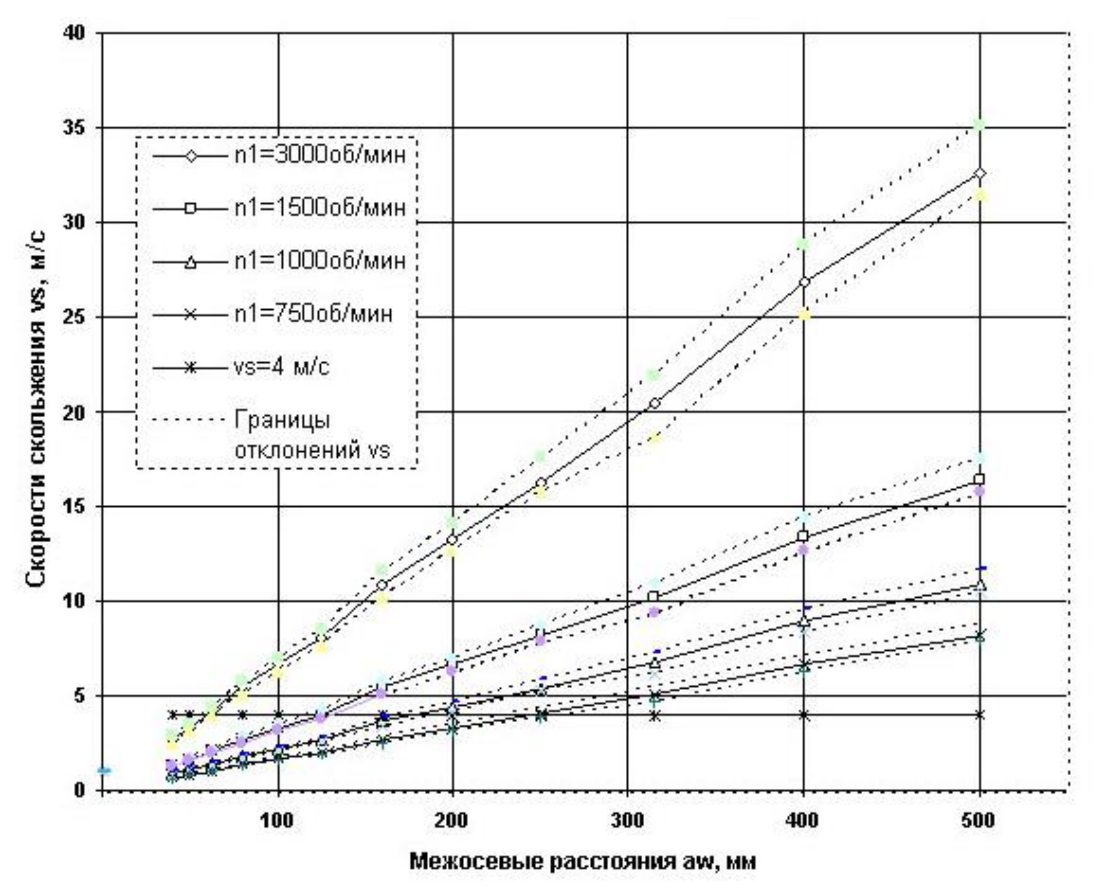


Рис. 3. Осредненные скорости скольжения v_S, м/с для передаточных чисел 8–80 в диапазоне межосевых расстояний a_W 40–500 мм при частотах вращения червяка n_1 750–3000 об/мин

Так как отклонения от средних значений v_S не превышают 8 %, графики рис. 3 могут быть использованы в качестве простой альтернативы ориентировочному расчету скорости скольжения при проектном расчете червячных передач.

Пунктирными линиями показаны границы отклонений скоростей скольжения v_S от осредненных значений вверх (при минимальных передаточных числах) и вниз (при максимальных передаточных числах).

Наибольшее отклонение v_S при передаточных числах ниже средних — до 8 %.

Учитывая данные графиков a_W (T_2) (рис. 1, 2) и v_S (a_W) (рис. 3), можно рассчитать контактную выносливость червячной передачи. Проектный расчет выполняется в соответствии с определенным алгоритмом.

— На основании исходных данных определяется вращающий момент на валу червячного колеса T_2.

— Исходя из назначения, режима работы и частоты вращения на входе передачи выбираются материалы червяка и венца колеса.

— По соответствующему графику рис. 1 или 2 определяется ориентировочное межосевое расстояние a_W. Так как графики $a_W(T_2)$ рассчитаны по (1) или (2), выбранное a_W соответствует условию контактной выносливости.

— Уточняется ориентировочное межосевое расстояние. Для этого выбранное значение a_W по стандарту (табл. 1) округляется до ближайшего большего (если n_1 = 1000–1500 об/мин) или меньшего (если n_1 < 1000 об/мин).

Таблица 1

Межосевые расстояния червячных передач по ГОСТ 2144-93

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	
2-й ряд	45	57	71	90	112	140	180	225	280	355	450	500

— По графикам $v_S(a_W)$ (рис. 3) выполняется оценка соответствия скорости скольжения v_S выбранному межосевому расстоянию a_W и сочетанию материалов передачи.

— Рассчитываются геометрические и кинематические параметры, включая действительную скорость скольжения.

— По известным алгоритмам [1–9] могут быть выполнены проверочные расчеты: на контактные напряжения и изгиб зубьев колеса по условиям выносливости при номинальной нагрузке и прочности при заданных перегрузках.

— Рассчитываются силы в зацеплении, и червяк проверяется на жесткость.

— Определяется КПД, и проверяется тепловой режим редуктора.

Заключение. При проектировании вариантов червячных передач целесообразно руководствоваться расчетами по алгоритму с использованием графиков $a_W(T_2)$ и $v_S(a_W)$. Такой подход значительно сокращает объем анализируемой информации и вычислений, предшествующих принятию конструктивных решений. К набору возможностей, опубликованных в [10, 11], в рамках представленной работы добавлены графики $a_W(T_2)$ для передач с нелинейчатыми червяками. В графики $v_S(a_W)$ добавлены границы изменений скоростей скольжения от передаточного числа, что расширяет диапазон выбора конструктивных вариантов и уточняет оценки их работоспособности.

Библиографический список

1. Детали машин и основы конструирования : учебник для вузов / М. Н. Ерохин [и др.]. — Москва : КолосС, 2011. — 512 с.

2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — Москва : Машиностроение, 2013. — 560 с.

3. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. — 2-е изд. — Минск : Технопринт, 2002. — 296 с.

4. Курсовое проектирование деталей машин / С. А. Чернавский [и др.]. — Москва : Альянс, 2005. — 520 с.

5. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. — Москва : Высшая школа, 2007. — 408 с.

6. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования / Д. В. Чернилевский. — 2-е изд., испр. и доп. — Москва : Машиностроение, 2012. — 672 с.

7. Decker K.-H. Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung/ K.-H. Decker. — München : Hanser Verlag GmbH & Co, 2014. — S. 604–614.

8. Длоугий, В. В. Приводы машин. Справочник / В. В. Длоугий // Ленинград : Машиностроение, 1982. — 383 с.

9. Зубчатые передачи. Справочник / У. Г. Гинзбург [и др.]. — Ленинград : Машиностроение, 1980. — 416 с.

10. Маньшин, Ю. П. Рационализация алгоритма проектирования червячных передач для приводов машин / Ю. П. Маньшин, Е. Ю. Маньшина // Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения : мат-лы 8-й междунар. науч.-практ. конф. в рамках 18-й междунар. агропром. выставки «Интерагромаш-2015». — Ростов-на-Дону, 2015. — С. 277–279.

11. Klocke, F. Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung — Untersuchung — Berechnung — Herstellung / F. Klocke, C. Brecher // München : Hanser Verlag GmbH & Co, 2013. — S. 213–237.

References

1. Yerokhin, M.N., et al. Detali mashin i osnovy konstruirovaniya. [Machine parts and design principles.] Moscow: KolosS, 2011, 512 p. (in Russian).

2. Dunaev, P.F., Lelikov, O.P. Konstruirovanie uzlov i detaley mashin. [Construction of machine parts and components.] Moscow: Mashinostroenie, 2013, 560 p. (in Russian).

3. Kurmaz, L.V., Skoybeda, A.T. Detali mashin. Proektirovanie. [Machine parts. Designing.] 2nd ed. Minsk: Tekhnoprint, 2002, 296 p. (in Russian).

4. Chernavskiy, S.A., et al. Kursovoe proektirovanie detaley mashin. [Course design of machine parts.] Moscow: Al'yans, 2005, 520 p. (in Russian).

5. Ivanov, M.N., Finogenov, V.A. Detali mashin. [Machine parts.] Moscow: Vysshaya shkola, 2007, 408 p. (in Russian).

6. Chernilevskiy, D.V. Detali mashin i osnovy konstruirovaniy.[Machine parts and design principles.] 2nd revised and enlarged ed. Moscow: Mashinostroenie, 2012, 672 p. (in Russian).

7. Decker K.-H. Maschinenelemente. Funktion, Gestaltung und Berechnung. München: Hanser Verlag GmbH & Co, 2014, S. 604–614.

8. Dlougiy, V.V. Privody mashin. Spravochnik. [Machine drives. Reference book.] Leningrad: Mashinostroenie, 1982. — 383 с. (in Russian).

9. Ginzburg, U.G., et al. Zubchatye peredachi. Spravochnik. [Gear. Reference book.]. Leningrad: Mashinostroenie, 1980, 416 p. (in Russian).

10. Manshin, Y.P., Manshina, E.Y. Ratsionalizatsiya algoritma proektirovaniya chervyachnykh peredach dlya privodov mashin. [Rationalization of design algorithm of worm gear for machine drives.] Sostoyanie i perspektivy razvitiya sel'skokhozyaystvennogo mashinostroeniya: mat-ly 8-y mezhdunar. nauch.-prakt. konf. v ramkakh 18-y mezhdunar. agroprom. vystavki «Interagromash-2015». [Current state and development trends of agricultural machinery: Proc. 8th Int. Sci.-Pract. Conf. within the framework of 18th Int. Agroindustrial Exhibition "Interagromash-2015".] Rostov-on-Don, 2015, pp. 277–279 (in Russian).

11. Klocke, F., Brecher, C. Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung — Untersuchung — Berechnung — Herstellung. München: Hanser Verlag GmbH & Co, 2013, S. 213–237

Поступила в редакцию 26.03.2016
Сдана в редакцию 31.03.2016
Запланирована в номер 30.09.2016

Received 26.03.2016
Submitted 31.03.2016
Scheduled in the issue 30.09.2016